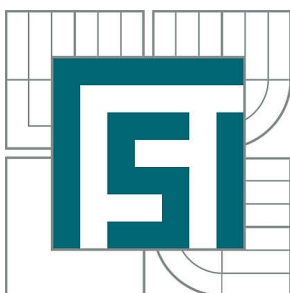


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

CITLIVOSTNÍ ANALÝZA PROUDĚNÍ LOPATKAMI VNT MECHANISMU

SENSITIVITY ANALYSIS OF FLOW THROUGH THE VANES OF THE VNT MECHANISM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ČECH

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAN VANČURA

BRNO 2011

Tato diplomová práce byla vytvořena pro firmu Honeywell a některé informace v ní uvedené podléhají utajení. Proto musely být z této veřejné verze odstraněny některé kapitoly obsahující tyto tajné informace.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Čech

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Citlivostní analýza proudění lopatkami VNT mechanismu

v anglickém jazyce:

Sensitivity analysis of flow through the vanes of the VNT mechanism

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Těžiště diplomové práce leží v citlivostní analýze vlivu jednotlivých parametrů lopatky VNT mechanismu na její silové zatížení.

Cíle diplomové práce:

Proveďte citlivostní analýzu velikosti aerodynamických sil a polohy aerodynamické osy profilu u lopatek rozváděcího stupně turbíny automobilového turbodmychadla v závislosti na následujících parametrech:

- délka tětiny
- výška
- úhel natočení

Zhodnoťte výsledky simulací

Seznam odborné literatury:

- [1] HOFMANN, K. Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřňování spalovacích motorů. 2. vyd. VUT Brno: SNTL, 1985. 134 s.
- [2] HOFMANN, K. Alternativní pohony. Studijní opory, VUT FSI Brno, 2003. 73s.
- [3] BARTONÍČEK, L. Přepřňování spalovacích motorů, Studijní opory, Technická univerzita Liberec, 2004. 76s.
- [4] Zvyšování výkonu, Turbodmychadla. Studijní opory VUT FSI Brno.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Vančura

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 24.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá analýzou vlivů jednotlivých parametrů profilu lopatky a úhlu natočení lopatky VNT mechanismu turbodmychadla na velikost aerodynamické síly působící na lopatku a na polohu neutrální osy lopatky. Pro tuto analýzu byla vytvořena CFD simulace, ze které byly vyhodnoceny výsledky. Dále práce pojednává o turbodmychadlech obecně a také o dalších způsobech jejich regulace.

KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, VNT mechanismus, lopatka, profil lopatky, CFD

ABSTRACT

This diploma thesis analyzes the effects of various parameters of vane profile and position of VNT mechanism on the size of aerodynamic force which acts on the vanes and on the position of neutral axis of the vane. A CFD simulation was created to do this analysis, and the results of the simulation were evaluated. Thesis also deals with turbochargers in general and with other methods of their regulation.

KEYWORDS

turbocharger, VNT mechanism, vane, vane profile, CFD



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČECH, M. *Citlivostní analýza proudění lopatkami VNT mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 57 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Vančura.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Vančury a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 18. května 2011

.....

Martin Čech



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Vančurovi za cenné rady a připomínky při vypracování této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za podporu během studia.



OBSAH

Úvod	10
1 Přepřňování spalovacích motorů	11
1.1 Hustota plnicího vzduchu	12
1.2 Plnicí účinnost	12
2 Přepřňování turbodmychadlem	13
2.1 Princip činnosti	13
2.2 Konstrukce turbodmychadla	14
2.2.1 Kompresorová část	14
2.2.2 Centrální část	15
2.2.3 Turbínová část	16
2.3 Charakteristika turbodmychadla	16
2.4 Impulsní a rovnotlaké přepřňování	17
2.4.1 Impulsní přepřňování	17
2.4.2 Rovnotlaké přepřňování	18
3 Regulace přepřňování	19
3.1 Odpouštění výfukových plynů před turbínou	19
3.2 Natáčení rozváděcích lopatek turbíny	20
3.3 Natáčení řídící směrové klapky	21
3.4 Změna šířky statoru turbíny	22
3.5 Dvoustupňové přepřňování	22
4 Geometrické charakteristiky profilu	24
5 Obtékání profilu ve vzduchu a ve VNT sekci turbodmychadla	25
6 Základy CFD	26
6.1 Rovnice kontinuity	26
6.2 Rovnice přenosu hybnosti	26
6.3 Rovnice přenosu energie	27
6.4 Metoda konečných objemů	27
7 Analýza silového zatížení rozváděcích lopatek turbodmychadla	28
Závěr	29
Použité informační zdroje	30
Seznam použitých zkratk a symbolů	31
Seznam příloh	33



ÚVOD

V dnešní době zažíváme rozmach používání turbodmychadel jak u zážehových, tak vznětových motorů. Tento trend je spojen se stále většími požadavky na snižování spotřeby a emisí dnešních automobilů. První prototyp vznětového motoru přeplňovaného pomocí turbodmychadla byl představen už v roce 1905. Nasazení turbodmychadel na skutečných motorech se však objevuje až ve 20. letech u motorů lodních. Pokroku ve vývoji se turbodmychadla dočkala ve 30. a 40. letech dvacátého století, nejprve u lodních a průmyslových motorů a motorů v lokomotivách. Později se začínají využívat také u vozidlových motorů.

Velký pokrok u turbodmychadel nastal v roce 1990, kdy byla představena technologie VNT (Variable Nozzle Turbine) firmy Honeywell Garrett. S příchodem této technologie, která využívá natáčecí rozváděcí lopatky v turbínové části turbodmychadla, bylo možno přesně nastavovat plnicí tlak podle požadavků motoru a tím ho optimalizovat jak v nízkých, tak vysokých otáčkách motoru.

Důležitým nástrojem při konstrukci dnešních automobilů a jejich částí se stále více stávají simulační programy, které zrychlují vývoj a šetří finanční prostředky. Jednou z mnoha věcí, která se dá dnes simulovat, je proudění tekutin. V této diplomové práci byla využita simulace proudění pomocí tzv. CFD programu (Computational Fluid Dynamics). Předmětem zkoumání byl tvar profilu rozváděcích lopatek u VNT systému.

V první části této diplomové práce jsou uvedeny základní informace o přeplňování motorů turbodmychadly. Jsou zde popsány obecné principy funkce a jednotlivé části turbodmychadel a také jednotlivé způsoby regulace přeplňování. Dále jsou krátce zmíněny základní geometrické charakteristiky profilů a základní rovnice, z nichž vychází numerické řešení proudění tekutin pomocí CFD softwaru. V hlavní části této práce je ukázán postup tvorby výpočtového modelu pro simulaci proudění v turbínové části turbodmychadla obsahující VNT mechanismus. Na závěr je uvedena analýza vlivu tvaru profilu a úhlu natočení lopatek VNT mechanismu na velikost aerodynamických sil působících na lopatky a na polohu neutrální osy lopatek.



1 PŘEPLŇOVÁNÍ SPALOVACÍCH MOTORŮ

V dnešní době jsou na spalovací motory kladeny velmi vysoké nároky. Hlavními požadavky na moderní spalovací motory jsou vysoký výkon, nízké emise a nízká spotřeba paliva. Jedním ze způsobů, jak těchto požadavků dosáhnout, je přeplňování. Podstatou přeplňování je dostat více vzduchu do spalovacího prostoru, tím můžeme dodat i více paliva, které bude efektivně přeměněno na mechanickou energii.

Vztah pro efektivní výkon spalovacího motoru [1]:

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau} \quad [\text{W}] \quad (1)$$

kde:

i	[-]	- počet válců
V_H	[m ³]	- zdvihový objem jednoho válce
p_e	[Pa]	- střední efektivní tlak na píst
n	[s ⁻¹]	- otáčky motoru
τ	[-]	- taktost motoru (pro dvoudobý motor $\tau=1$, pro čtyřdobý $\tau=2$)

Ze vztahu (1) vyplývá, že jediná možnost pro zvýšení efektivního výkonu spalovacího motoru, pokud nechceme měnit jeho konstrukční parametry, je zvýšení středního efektivního tlaku na píst. A to je právě účelem přeplňování.

Střední efektivní tlak na píst je dán vztahem [1]:

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

kde:

H_u	[J.kg ⁻¹]	- dolní výhřevnost použitého paliva
λ_z	[-]	- spalovací součinitel přebytku vzduchu
σ_t	[-]	- teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	- hustota plnicího vzduchu
η_{pl}	[-]	- plnicí účinnost motoru
η_i	[-]	- indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	- mechanická účinnost motoru

Při daném palivu, které má určitou výhřevnost a teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva, střední efektivní tlak na píst závisí na mechanické účinnosti η_m , plnicí účinnosti η_{pl} , indikované účinnosti η_i , spalovacím součiniteli přebytku vzduchu λ_z a hustotě plnicího vzduchu ρ_{pl} . Přeplňováním můžeme ovlivnit především hustotu plnicího vzduchu a plnicí účinnost motoru.



1.1 HUSTOTA PLNÍCIHO VZDUCHU

Hustota plnícího vzduchu závisí na jeho tlaku a teplotě.

Vztah pro výpočet hustoty plnícího vzduchu [1]:

$$\rho_{pl} = \frac{p_{pl}}{r_p T_{pl}} \quad [\text{kg.m}^{-3}] \quad (3)$$

kde:

p_{pl}	[Pa]	- tlak plnícího vzduchu
T_{pl}	[K]	- teplota plnícího vzduchu
r_p	[J.kg ⁻¹ K ⁻¹]	- měrná plynová konstanta plnícího vzduchu

Hustotu plnícího vzduchu můžeme zvýšit buď zvýšením plnícího tlaku, nebo snížením teploty plnícího vzduchu. V dnešní době se pro dosažení co nejlepších výsledků používá kombinace obou možností (používají se mezichladiče stlačeného vzduchu).

1.2 PLNÍCÍ ÚČINNOST

Vztah pro výpočet plnící účinnosti [1]:

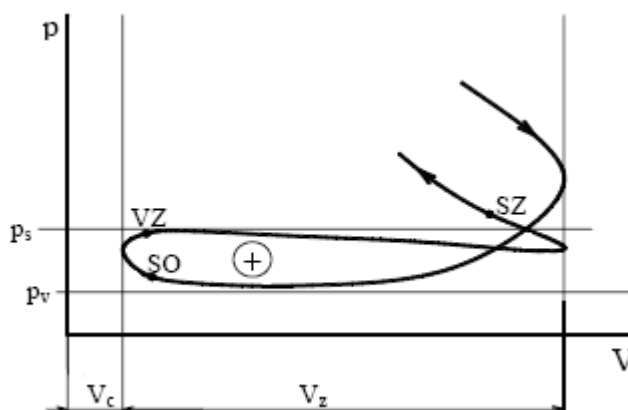
$$\eta_{pl} = \frac{m_z}{V_H \rho_{pl}} \quad [-] \quad (4)$$

kde:

m_z	[kg]	- hmotnost čerstvé náplně ve válci
V_H	[m ³]	- zdvihový objem jednoho válce
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	- hustota plnícího vzduchu

Plnící účinnost je tedy poměr hmotnosti čerstvé náplně ve válci motoru k hmotnosti, která by byla ve válci při ideálním plnění.

Na obr. 1 je vidět část p-V diagramu čtyřdobého přeplňovaného motoru, která zobrazuje průběh výměny náplně. Plnící účinnost je pro nepřepřňované motory menší než jedna. Ovšem pro motory přeplňované může být větší než jedna.



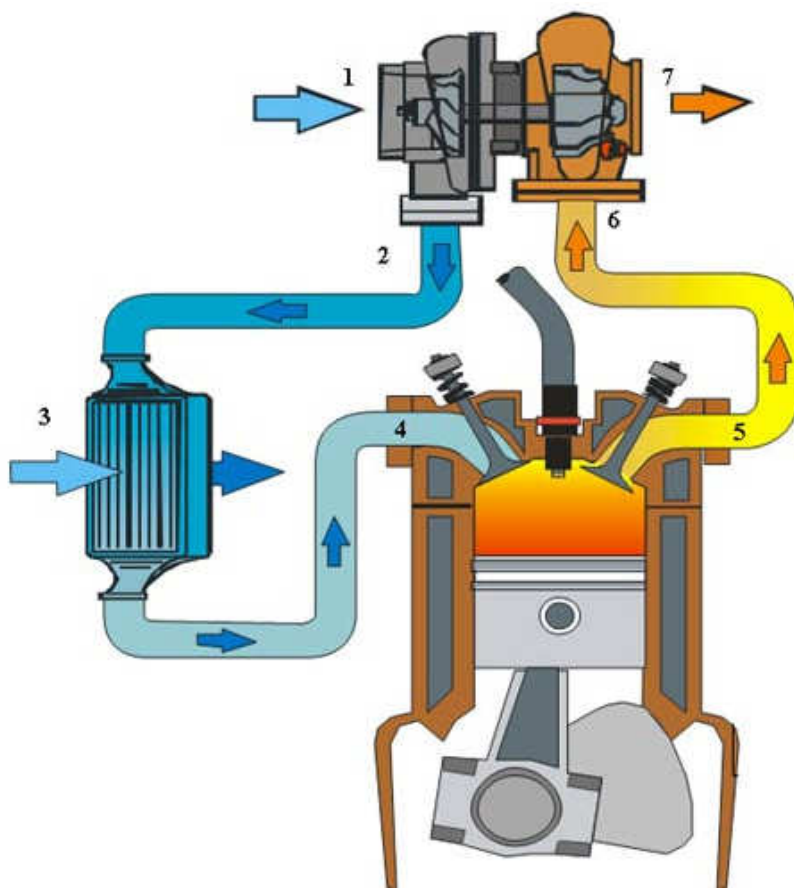
Obr. 1 Průběh výměny náplně válce přeplňovaného motoru v p-V diagramu [2]

2 PŘEPLŇOVÁNÍ TURBODMYCHADLEM

2.1 PRINCIP ČINNOSTI

Dmychadlo stlačuje vzduch proudící do spalovacího prostoru. Čím více vzduchu dostaneme do spalovacího prostoru, tím více můžeme dodat paliva. A čím více směsi vzduchu s palivem spálíme, tím větší výkon můžeme z motoru dostat. Turbína roztácející dmychadlo, která je s ním na společné hřídeli, je roztáčena proudícími výfukovými plyny vystupujícími z motoru.

Detailní princip fungování si popíšeme na následujícím obrázku.

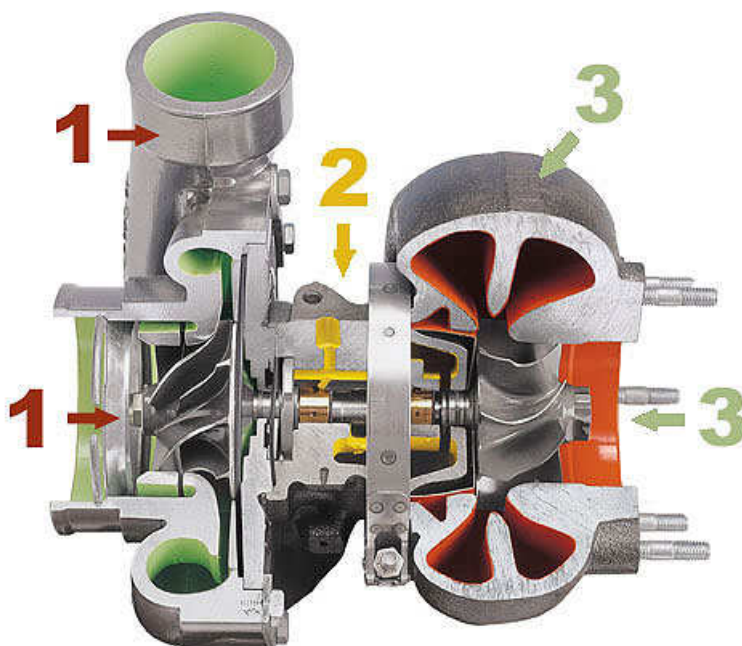


Obr. 2 Schéma funkce turbodmychadla [6]

Vzduch se po průchodu vzduchovým filtrem dostává do kompresorové skříně turbodmychadla (1). Zde je stlačen a tím se zvětší jeho hustota, ale také se zvýší jeho teplota, což je nežádoucí (2). Teplý vzduch má horší odolnost vůči detonačnímu spalování a snižuje celkovou účinnost spalování. Proto je dnes většinou do systému zařazen mezichladič stlačeného vzduchu (3), který opětovně snižuje teplotu stlačeného vzduchu a také zvýší jeho hustotu. Poté vzduch proudí sacím potrubím a sacím kanálem (4) do válce motoru. Když je směs vzduchu a paliva ve válci spálena, odcházejí horké výfukové plyny přes výfukový kanál a svody (5) do turbínové skříně turbodmychadla (6), kde roztáčí turbínové kolo. Při průchodu turbínovou částí turbodmychadla (7) ztratí výfukové plyny část své energie, která je využita ke stlačení vzduchu v dmychadlu.

2.2 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Na obr. 3 můžeme vidět tři základní části, ze kterých se skládá turbodmychadlo.

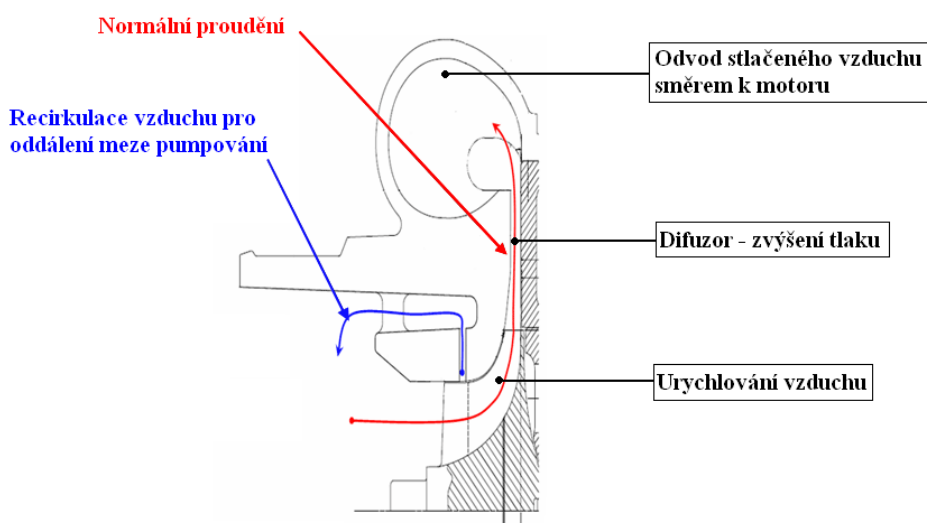


Obr. 3 Základní části turbodmychadla [11]

1 – kompresorová část, 2 – centrální část, 3 – turbínová část

2.2.1 KOMPRESOROVÁ ČÁST

Kompresorová část turbodmychadla se skládá z kompresorové skříně a kompresorového kola. Vzduch je nasáván kompresorovým kolem, kterým je urychlován. Následně prochází difuzorem, kde je při zvýšení tlaku a teploty zpomalen a přes spirální část skříně veden dál směrem k motoru. Vstupní část do kompresorové skříně může být někdy speciálně upravena pro oddálení meze pumpování kompresorového kola (viz obr. 4).



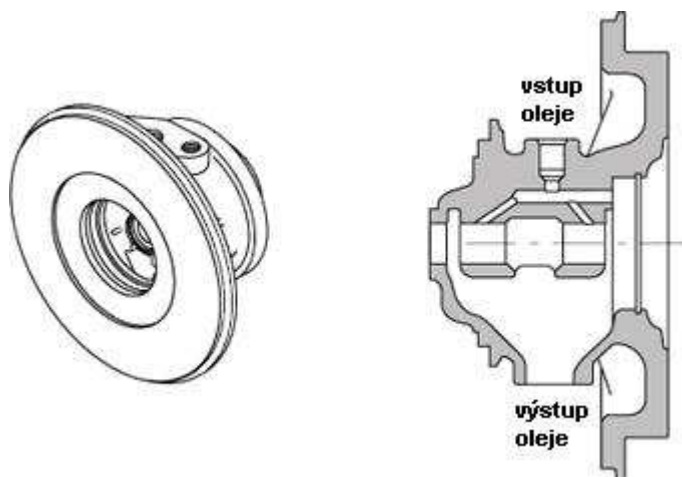
Obr. 4 Řez kompresorovou skříní [6]

2.2.2 CENTRÁLNÍ ČÁST

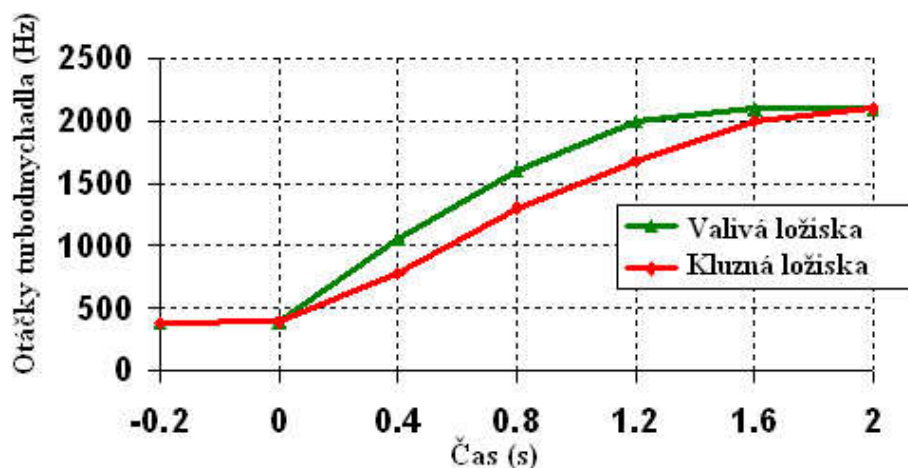
V centrální části je uložena hřídel spojující turbínové a kompresorové kolo. Uložení hřídele ve skříni může být v kluzných nebo valivých ložiskách. V poslední době se začínají ve větší míře používat valivá ložiska. Výhody valivých ložisek jsou menší třecí ztráty a tím i lepší odezva turbodmychadla a také menší nároky na mazání. Na grafu 1 je vidět odezva turbodmychadla na náhlé otevření škrtící klapky při otáčkách motoru 2000 min^{-1} při použití valivých a kluzných ložisek (zážehový motor 2,0 l).

Centrální část turbodmychadla musí být dobře utěsněna proti vniku výfukových plynů z turbínové skříňe a proti únikům oleje z centrální části. Těsnění je provedeno pomocí kroužků, konstrukčně podobných pístním kroužkům v motoru.

Kvůli vysokým teplotám výfukových plynů je centrální část turbodmychadla chlazena olejem z mazací soustavy motoru. U zážehových motorů, kde je teplota výfukových plynů přibližně o 200 až 300 °C vyšší než u vznětových motorů, bývá centrální část turbodmychadla napojena na chladicí okruh motoru a chlazena také chladicí kapalinou.



Obr. 5 Centrální část turbodmychadla [7]

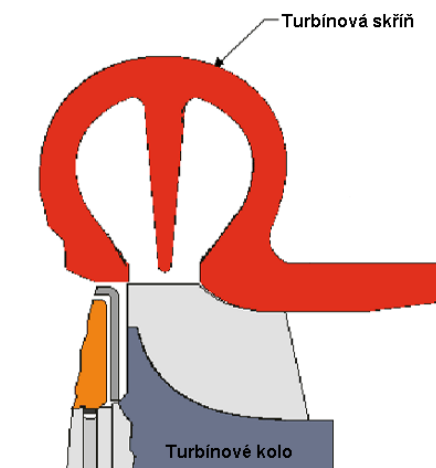


Graf 1 Porovnání odezvy turbodmychadla při použití valivých a kluzných ložisek [6]

2.2.3 TURBÍNOVÁ ČÁST

Turbínová část turbodmychadla se skládá z turbínové skříň a turbínového kola. Výfukové plyny jsou vedeny turbínovou skříňí na turbínové kolo. Energie ve výfukových plynech roztáčí turbínové kolo a výfukové plyny následně odcházejí do výfuku.

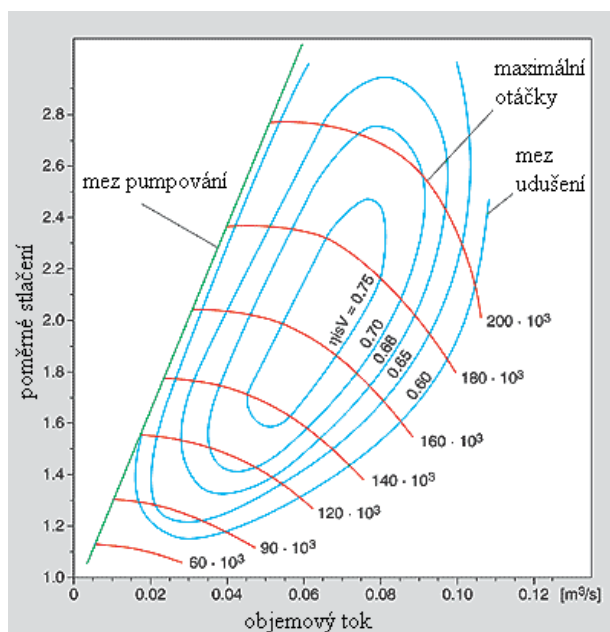
Tato část také může obsahovat součásti pro regulaci, např. obtokový ventil (wastegate), VNT mechanismus a další.



Obr. 6 Řez turbínovou skříňí [6]

2.3 CHARAKTERISTIKA TURBODMYCHADLA

Hlavní charakteristika, která popisuje turbodmychadlo, je kompresorová mapa (viz graf 2). Ukazuje závislost mezi stlačením plnicího vzduchu a hmotnostním/objemovým tokem proudícím kompresorem. Použitelná oblast je omezena zleva mezí pumpování, zprava mezí udušení a také maximálními otáčkami kompresorového kola.



Graf 2 Kompresorová mapa [8]



Nalevo od meze pumpování se nachází nestabilní oblast, ve které dochází k periodickému obracení smyslu proudění vzduchu a rázům v sacím potrubí. Když pomineme nevhodně zvolenou velikost turbodmyhadla pro určitý motor, tak se pumpování obvykle objevuje při rychlém zavření škrtkící klapky po akceleraci. Při překročení meze pumpování je hmotnostní tok rychle snížen, ale kompresorové kolo se stále otáčí velkou rychlostí a stlačuje plnicí vzduch. Tohoto jevu se většinou zamezí použitím přepouštěcího ventilu nebo speciální úpravou vstupu do kompresorové skříně.

Na druhé straně kompresorové mapy za mezí udušení velmi rychle klesá účinnost kompresoru a otáčky turbodmyhadla se dostávají za přípustnou hranici.

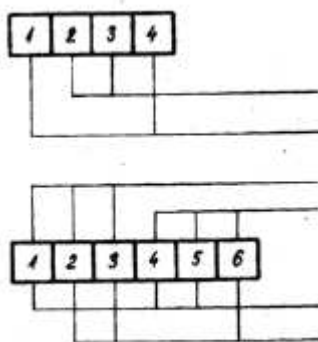
2.4 IMPULSNÍ A ROVNOTLAKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Přeplňování můžeme rozdělit na impulsní a rovnotlaké. U impulsního přeplňování přivádíme výfukové plyny k turbíně ve formě tlakových a teplotních impulsů. U rovnotlakého přeplňování přivádíme k turbíně výfukové plyny s konstantním tlakem a teplotou.

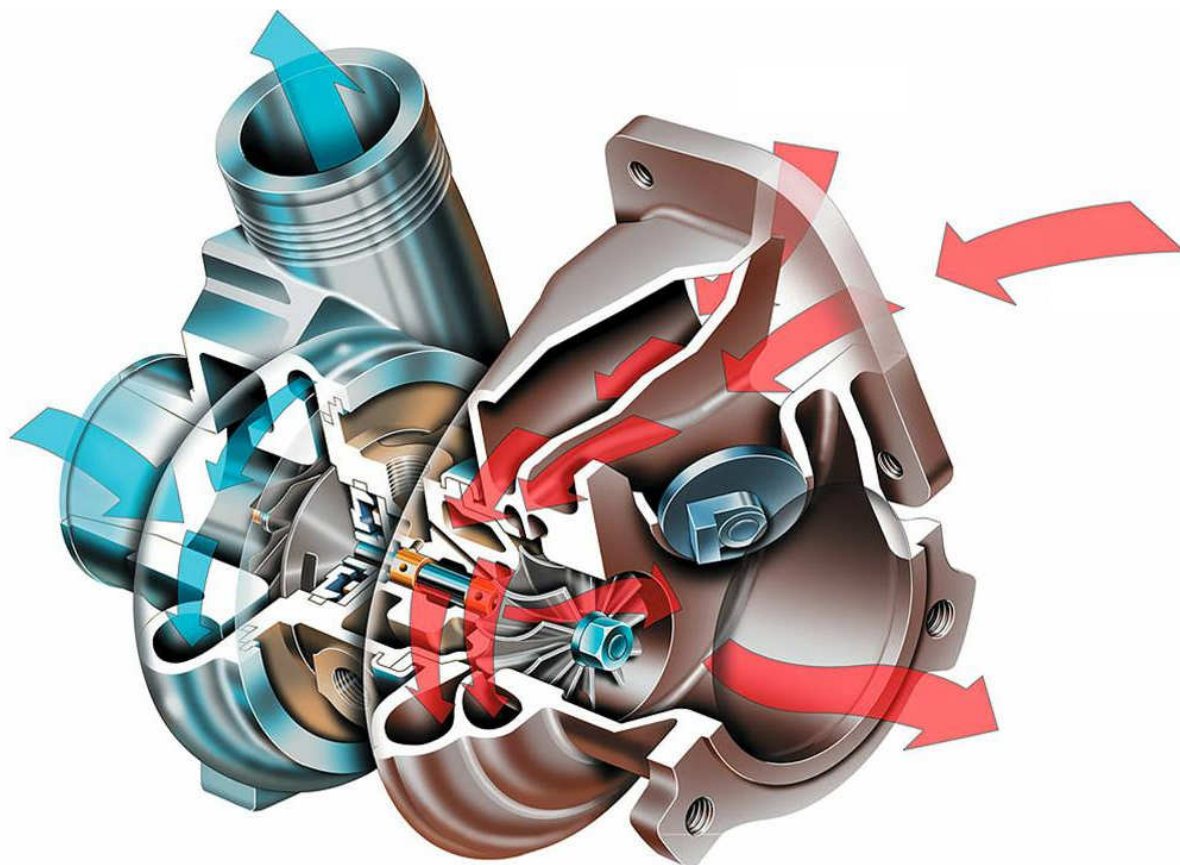
2.4.1 IMPULSNÍ PŘEPLŇOVÁNÍ

U impulsního přeplňování chceme zachovat tlakové a teplotní impulsy vznikající při výtoku plynů ze spalovacího prostoru a tyto impulsy přivést na turbínu. Výfukové potrubí mezi motorem a turbodmychadlem se proto konstruuje co nejkratší a s nejmenším průřezem, tedy s nejmenším možným objemem. Turbína má oddělené přívody výfukových plynů od jednotlivých válců nebo skupin válců tak, aby se tlakové vlny od jednotlivých válců ve výfukovém potrubí nerušily.

Impulsní přeplňování používáme pro motory s nízkými plnicími tlaky a také u vysoce přeplňovaných motorů, kdy motor často pracuje při částečných zatíženích, a když požadujeme rychlou reakci turbíny turbodmyhadla na změnu zatížení.



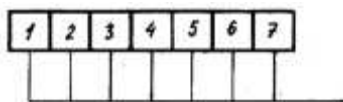
Obr. 7 Příklady vhodného zapojení válců pro impulsní přeplňování [1]



Obr. 8 Turbodmychadlo s přívodem výfukových plynů od dvou skupin válců [5]

2.4.2 ROVNOTLAKÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

U rovnotlakého přeplňování se používá výfukové potrubí s velkým objemem a společným vstupem ze všech válců. Cílem je potlačit kmity v potrubí. Využívá se především potenciální a tepelná energie výfukových plynů. Rovnotlaké přeplňování se používá u stacionárních a lodních motorů, u kterých nedochází k časté změně zatížení.



Obr. 9 Spojení válců u rovnotlakého přeplňování [1]



3 REGULACE PŘEPLŇOVÁNÍ

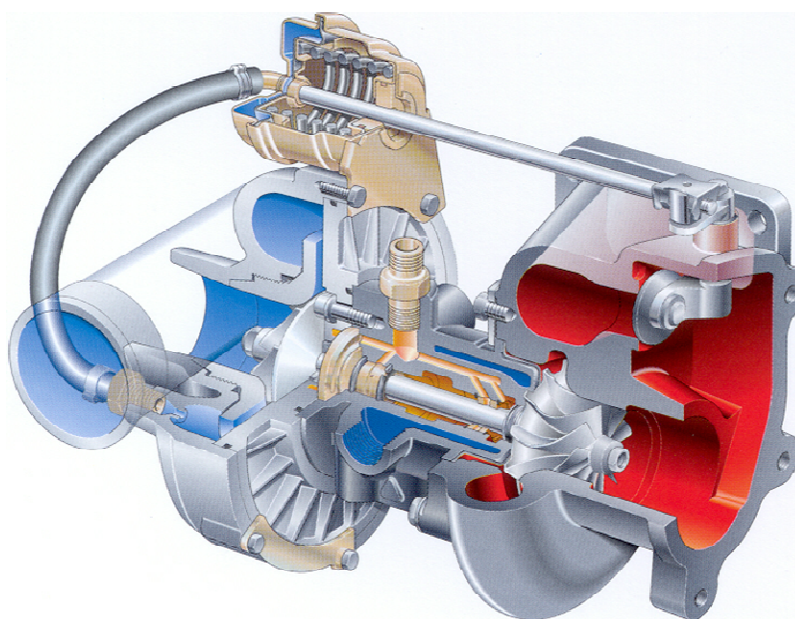
Vozidlové spalovací motory pracují v rozdílných provozních režimech, při kterých se mění otáčky a zatížení motoru. Abychom dosáhli ideálního plnicího tlaku při všech pracovních režimech motoru, je nutné zavést regulaci přeplňování. Tím dosáhneme zvýšení výkonu a točivého momentu, snížení spotřeby paliva a především získáme větší pružnost motoru (zvýšením točivého momentu v nízkých otáčkách). Regulace přeplňování také zabraňuje přetěžování motoru (velké tlaky a teploty při vysokých otáčkách motoru, detonační spalování u zážehových motorů).

Nejpoužívanější způsoby regulace přeplňování jsou:

- odpouštění výfukových plynů před turbínou (Wastegate)
- změna geometrie turbíny
 - natáčení řídicí směrové klapky
 - natáčení lopatek statoru turbíny
 - změna šířky statoru turbíny
- dvoustupňové přeplňování

3.1 ODPOUŠTĚNÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ PŘED TURBÍNOU

Při tomto způsobu regulace kompresor turbodmychadla již při nízkých otáčkách motoru dává maximální stlačení plnicího vzduchu. Abychom tento maximální plnicí tlak při zvyšujících se otáčkách motoru (a tím zvyšujícím se hmotnostním toku turbínou) nepřekročili, je potřeba část výfukových plynů odvádět mimo turbínu. To je zajištěno klapkou, která otevírá kanál mezi vstupem a výstupem turbínové skříně. Ovládání této klapky je nejčastěji zajištěno pneumatickým členem. Tento člen je složen z pružiny a membrány, na kterou je přiveden tlak z kompresorové skříně. Když je síla působící na membránu větší než síla proti působící pružiny, dojde k pootevření spojovacího kanálu a část výfukových plynů proudí přímo do výfuku. Tím se sníží otáčky turbíny. Dnes už se také s výhodou používá přesnější, elektronicky řízené otevírání klapky, které využívá data získaná z řídicí jednotky motoru.



Obr. 10 Turbodmychadlo se systémem odpouštění výfukových plynů před turbínou [5]

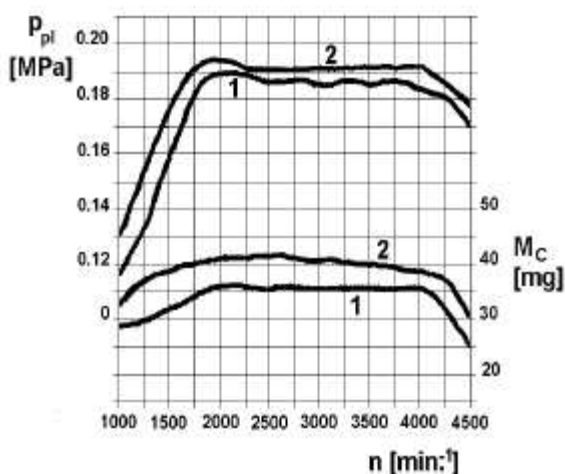
3.2 NATÁČENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK TURBÍNY

Při použití regulace natáčením rozváděcích lopatek turbíny proudí přes turbínu neustále celý objem výfukových plynů. Natočením rozváděcích lopatek se mění úhel a rychlost výfukových plynů proudících na turbínu (viz obr. 11). Při nízkých otáčkách motoru, kdy je potřeba maximální plnicí tlak, jsou rozváděcí lopatky přivřené. Tím je nastaven směr rychlosti proudění a zmenšen průtočný průřez statoru. Čím menší je průtočný průřez, tím má protékající objem plynů vyšší rychlost. Turbína se roztočí vyšší rychlostí, a tak kompresor poskytuje maximální plnicí tlak. Při zvyšování otáček motoru musíme naopak zabránit dalšímu zvyšování plnicího tlaku. Lopatky se začnou rozevírat, změní se směr rychlosti proudění, zvětšuje se průtočný průřez a rychlost plynů proudících na turbínové kolo poklesne. Turbína turbodmychadla se otáčí pomaleji.

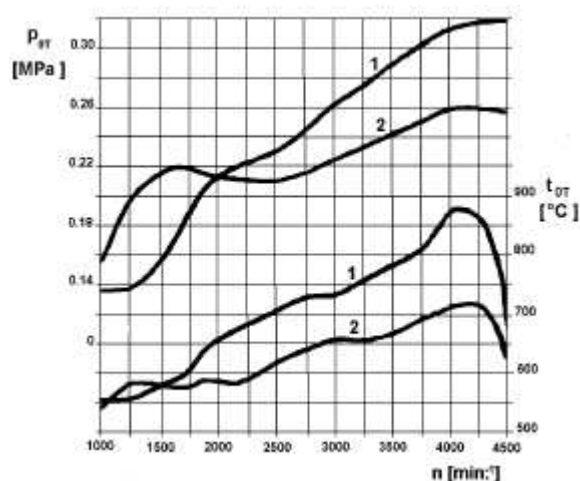
Natáčení rozváděcích lopatek je realizováno podobně jako u systému s odpouštěním výfukových plynů pneumaticky nebo elektromotorem.

Celý systém natáčení rozváděcích lopatek je poměrně složitý a nachází se v prostředí horkých výfukových plynů. To je také důvod, proč se v dnešní době používá převážně u vznětových motorů, jejichž teplota výfukových plynů je nižší než u zážehových motorů.

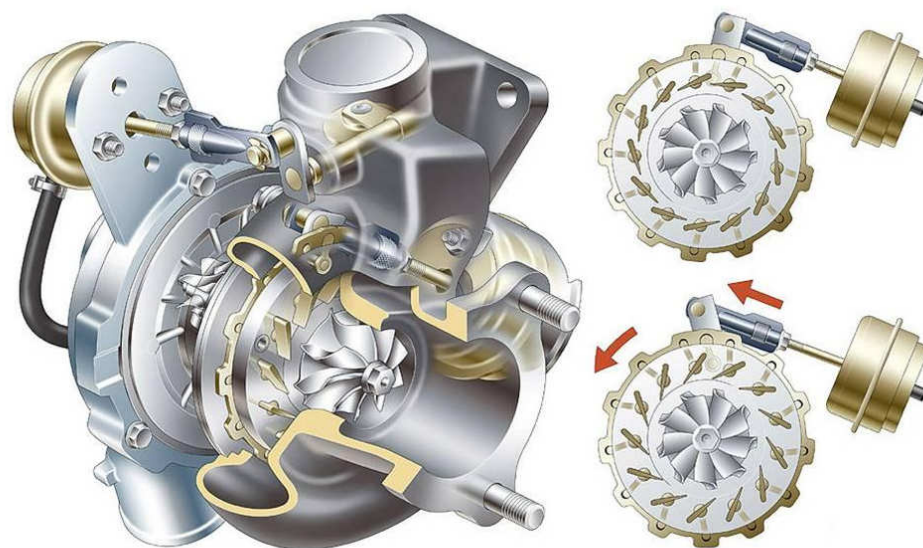
Na rozdíl od systému regulace s odpouštěním výfukových plynů před turbínou proudí u systému s natáčením rozváděcích lopatek přes turbínu celý hmotnostní tok. Tlak a teplota výfukových plynů před turbínou mají nižší hodnotu. To můžeme vidět na grafu 3, kde je znázorněn průběh plnicího tlaku a cyklové dávky paliva, a na grafu 4, kde je zobrazen průběh teploty a tlaku výfukových plynů před turbínou. Průběh 1 je pro motor s regulací odpouštěním výfukových plynů před turbínou a průběh 2 je pro regulaci natáčením rozváděcích lopatek (motor VW 1,9 TDI, porovnávací výkon 75 kW).



Graf 3 Průběh plnicího tlaku a dávky paliva [1]



Graf 4 Průběh tlaků a teplot před turbínou [1]

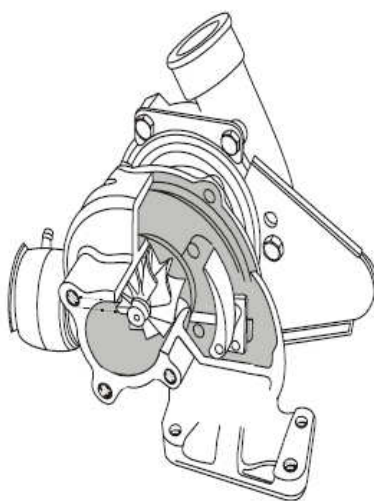


Obr. 11 Systém regulace přeplňování s natáčením rozváděcích lopatek [5]

Firma Honeywell označuje regulaci s natáčením rozváděcích lopatek VNT (Variable Nozzle Turbine) a firma BorgWarner VTG (Variable Turbine Geometry).

3.3 NATÁČENÍ ŘÍDÍCÍ SMĚROVÉ KLAPKY

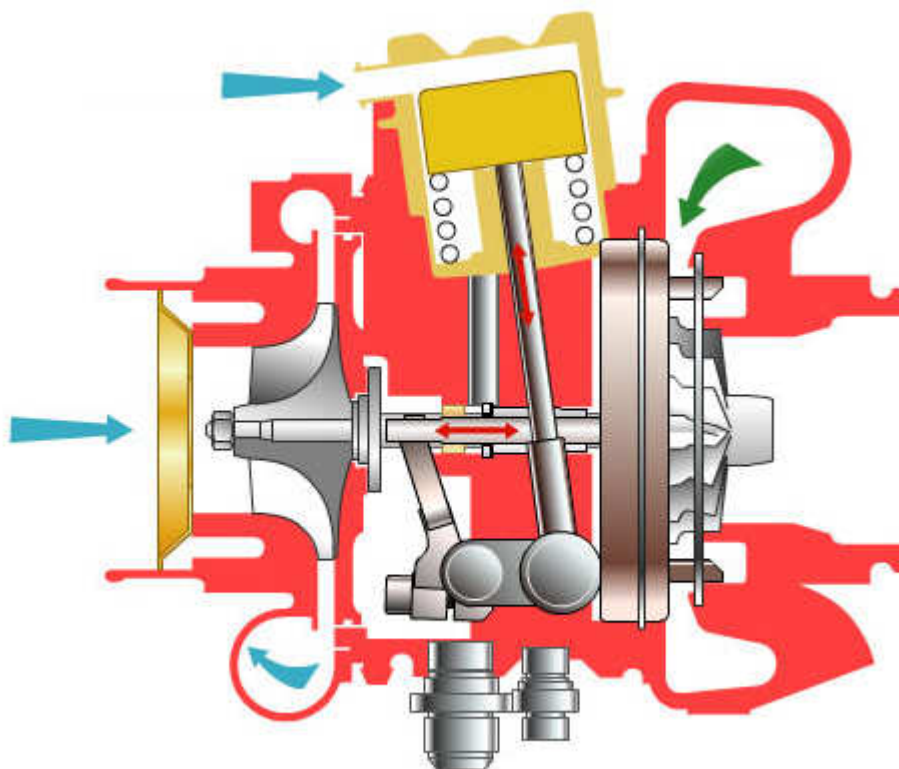
Tento systém regulace pracuje na podobném principu jako regulace pomocí natáčení lopatek statoru. Na vstupu do oběžné části turbínové skříně je umístěna směrová klapka, která upravuje směr a rychlost proudění výfukových plynů na turbínové kolo. Jako v případě regulace natáčením rozváděcích lopatek proudí celý objem výfukových plynů přes turbínu, pouze se mění vstupní průtočný průřez turbíny.



Obr. 12 Turbodmychadlo s řídicí směrovou klapkou [1]

3.4 ZMĚNA ŠÍŘKY STATORU TURBÍNY

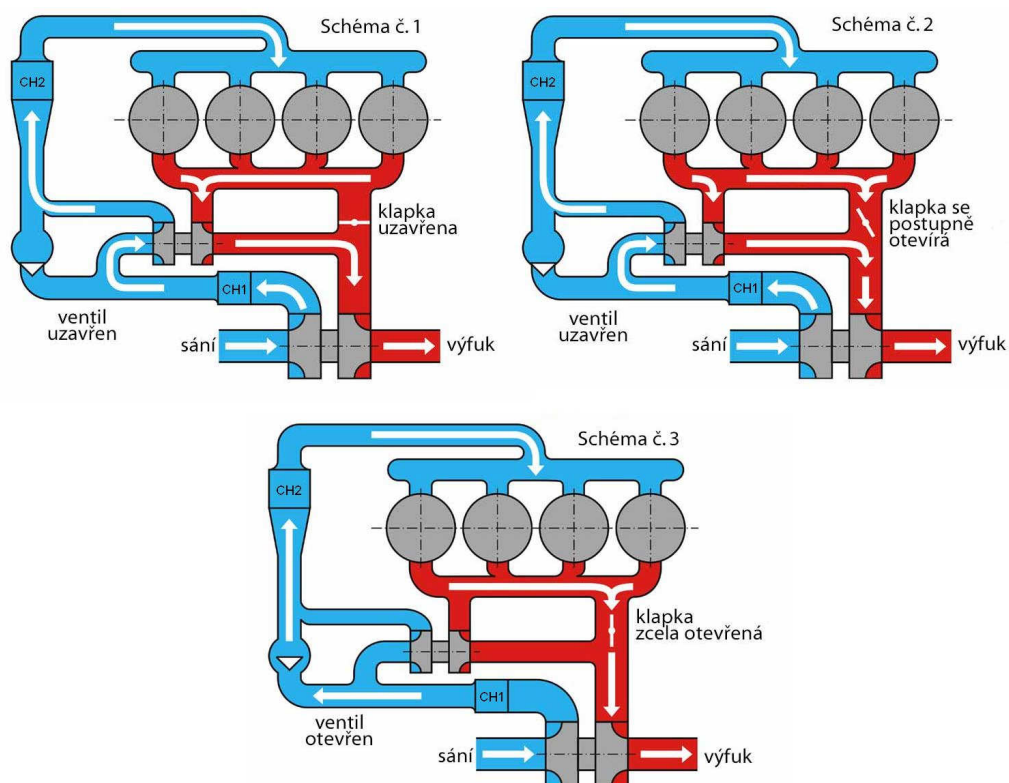
U regulace změnou šířky statoru turbíny se rozváděcí kolo i s lopatkami axiálně posouvá v turbínové skříni a lopatky se zasouvají do prstence v druhé stěně, kde jsou vytvořeny otvory s profilem zasouvaných lopatek. Hlavním rozdílem proti systému regulace s natáčením rozváděcích lopatek je, že při regulaci změnou šířky statoru se lopatky nenatáčejí. Turbínou protéká celý objem výfukových plynů a lopatky jsou umístěny tak, aby byl zajištěn optimální úhel náběhu proudu na oběžné kolo. Tento systém používá firma Cummins Turbo Technologies. Ovládání mechanismu je buď pneumaticky, kdy je využíván tlak z brzdového systému vozidla, nebo pomocí elektromotoru ovládaného řídicí jednotkou motoru. Indikace tlaku plnicího vzduchu je řešena snímačem otáček turbodmychadla.



Obr. 13 Řez turbodmychadlem s měnitelnou šířkou statoru turbíny [7]

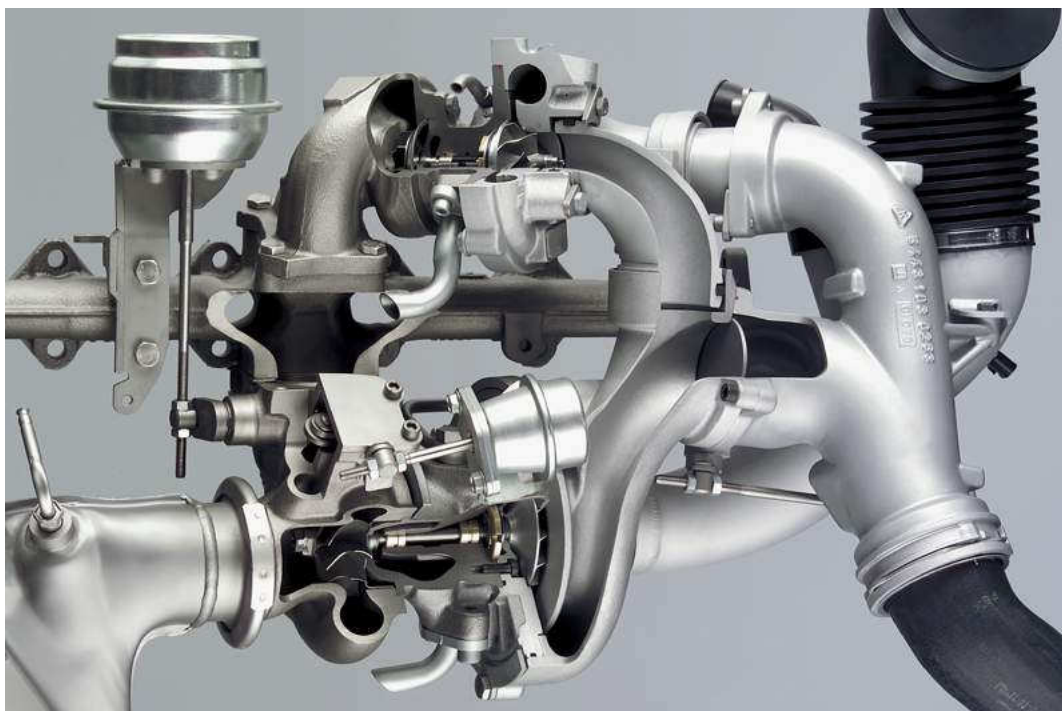
3.5 DVOUSTUPŇOVÉ PŘEPLŇOVÁNÍ

Tento systém regulace přeplňování využívá dvě sériově zapojená turbodmychadla. Při nízkých otáčkách motoru pracuje pouze menší turbodmychadlo s lepší odezvou na sešlápnutí plynového pedálu. Ve středních otáčkách nastupuje přechodový režim, kdy pracují obě turbodmychadla. Ve vysokých otáčkách je v záběru pouze velké turbodmychadlo, kompresor malého turbodmychadla nepřispívá ke stlačení plnicího vzduchu. U tohoto systému jsme schopni dosahovat vyšších plnicích tlaků než při použití jednoho turbodmychadla a dosahujeme téměř konstantního průběhu tlaku plnicího vzduchu v širokém spektru otáček. Na obr. 14 jsou vidět tři schémata jednotlivých pracovních režimů pro systém Twin Turbo ve vozidle Opel Vectra OPC.



Obr. 14 Schémata jednotlivých regulačních režimů [9]

Schéma č.1 – režim do 1800 ot/min, schéma č.2 – režim od 1800 ot/min do 3000 ot/min,
schéma č.3 – režim nad 3000 ot/min



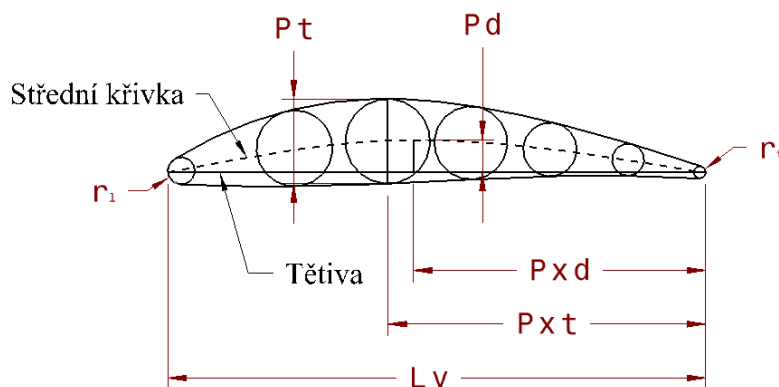
Obr. 15 Systém dvoustupňového přeplňování BMW Twin Turbo [10]

4 GEOMETRICKÉ CHARAKTERISTIKY PROFILU

V našem případě, kdy vyšetřujeme tvar rozváděcích lopatek VNT mechanismu, můžeme definovat profil jako uzavřenou rovinnou křivku vznikající řezem lopatky rovinou kolmou k ose otáčení.

Základní geometrické charakteristiky profilu jsou:

- Tětiva profilu - spojnice krajních bodů střední křivky profilu (spojnice náběžného a odtokového bodu)
- délku tětivy nazýváme hloubka profilu
- Střední křivka - spojnice středů kružnic vepsaných do obrysu profilu
- rozdíl mezi tětivou a střední křivkou udává průběh prohnutí profilu
- Tloušťka profilu - rozdíl mezi souřadnicemi horní a dolní strany profilu
- Poloměr náběžné hrany
- Poloměr odtokové hrany



Obr. 16 Základní geometrické charakteristiky profilu s jednoduše prohnutou střednicí

L_v – délka tětivy, P_d – prohnutí profilu, $P_{x d}$ – poloha max. prohnutí profilu,

P_t – tloušťka profilu, $P_{x t}$ – poloha max. tloušťky profilu,

r_l – křivost profilu v náběžné hraně, r_t – křivost profilu v odtokové hraně

Tyto geometrické charakteristiky mají zásadní vliv na chování lopatky a její aerodynamické vlastnosti.

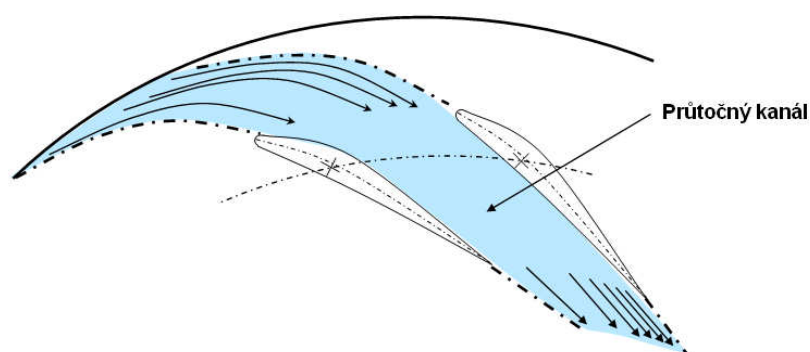


5 OBTÉKÁNÍ PROFILU VE VZDUCHU A VE VNT SEKCI TURBODMYCHADLA

Tvary profilu rozváděcí lopatky turbodmychadla a profilu křídla letadla se velmi podobají. Avšak chování profilu ve volném prostředí a ve VNT sekci turbodmychadla je odlišné.

Rozdíly můžeme najít v proudění před a za profilem. Zatímco u křídla je hustota vzduchu v proudě před i za křídlem stejná a rovnoměrná (v určité vzdálenosti za křídlem, po ustálení), tak ve VNT sekci je hustota proudy v průtočném kanále mezi rozváděcími lopatkami a za nimi nerovnoměrně rozložená. Je to způsobeno odstředivými silami a také proměnným průřezem kanálu mezi lopatkami. Tento proměnný průřez také způsobuje zvýšení rychlosti proudění při průchodu průtočným kanálem.

Rozdíly jsou také v požadavcích kladených na profil křídla letadla a profil rozváděcí lopatky turbodmychadla. U křídla jsou požadavky na maximální vztlak a minimální odpor, zatímco u lopatky ve VNT sekci je hlavní požadavek na změnu směru a rychlost proudění.



Obr. 17 Proudění okolo rozváděcích lopatek v turbodmychadle

Tab. 1 Rozdíly při obtékání křídla a obtékání rozváděcí lopatky turbodmychadla

	Křídlo	Rozváděcí lopatka
Požadavky na profil	Maximální vztlak, minimální odpor	Změna směru a rychlosti proudění, malý konstantní vztlak, minimální odpor
Rozložení hustoty proudy před a za křídlem/lopatkou	Rovnoměrné	Nerovnoměrné, způsobeno odstředivými silami a proměnným průřezem kanálu mezi lopatkami
Rychlost proudění před a za křídlem/lopatkou	Stejná	Rychlost za lopatkami větší než před nimi



6 ZÁKLADY CFD

Informace v této kapitole jsou čerpány z literatury [13] a [14].

V dnešní době zažíváme při řešení úloh proudění tekutin rozvoj používání CFD (Computational Fluid Dynamics), což je způsobeno především zvyšováním výpočetního výkonu počítačů. Šetří se tím značné finanční prostředky a dokážeme také získat některé jinak těžce měřitelné hodnoty proudění.

Principy proudění tekutin jsou založeny na třech základních fyzikálních zákonech:

- Zákon zachování hmoty (rovnice kontinuity)
- Zákon zachování hybnosti (rovnice přenosu hybnosti)
- Zákon zachování energie (rovnice přenosu energie)

6.1 ROVNICE KONTINUITY

Vyjadřuje zákon zachování hmotnosti pro proudící tekutiny.

Jako základní tvar rovnice kontinuity pro potřeby výpočtu proudění tekutin můžeme použít tento její tvar:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (5)$$

kde \vec{v} je vektor rychlosti se složkami (u, v, w) ve směru souřadných os.

6.2 ROVNICE PŘENOSU HYBNOSTI

Tyto rovnice vyjadřují princip rovnováhy sil v tekutině a vycházejí z druhého Newtonova zákona. Pro neviskózní tekutinu je odvodil L. Euler, proto je v tomto případě označujeme jako Eulerovy rovnice. Rozšířenou formulaci těchto rovnic zahrnující působení vnitřního tření v tekutině odvodili nezávisle na sobě G. G. Stokes a M. Navier. Proto rovnice přenosu hybnosti popisující proudění viskózní tekutiny nazýváme jako Navier-Stokesovy rovnice.

Navier-Stokesovy rovnice:

$$\begin{aligned} \frac{\delta(\rho u)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{v}) &= -\frac{\delta p}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{xx}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yx}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zx}}{\delta z} + \rho f_x \\ \frac{\delta(\rho v)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{v}) &= -\frac{\delta p}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yy}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zy}}{\delta z} + \rho f_y \\ \frac{\delta(\rho w)}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{v}) &= -\frac{\delta p}{\delta z} + \frac{\delta \tau_{xz}}{\delta x} + \frac{\delta \tau_{yz}}{\delta y} + \frac{\delta \tau_{zz}}{\delta z} + \rho f_z \end{aligned} \quad (6)$$



Ve výše uvedených rovnicích se vyskytuje devět neznámých proměnných. Tato neznámá napětí mají původ ve vnitřním tření (viskozitě) tekutin. Za předpokladu, že tekutina má izotropní vlastnosti (nezávislé na směru) a že rychlostní napětí jsou v nich úměrné rychlosti deformace, však můžeme tyto neznámé proměnné určit.

6.3 ROVNICE PŘENOSU ENERGIE

Rovnice přenosu energie vyjadřuje první termodynamický zákon, který říká, že celková energie se v uzavřené soustavě nemění.

Pro kontrolní objem a určitý časový okamžik tuto rovnici můžeme zapsat ve tvaru:

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B + \dot{Q}_C \quad (7)$$

kde:

- \dot{Q}_A [J.s⁻¹] - celkový přírůstek energie v kontrolním objemu tekutiny za jednotku času
- \dot{Q}_B [J.s⁻¹] - tepelný tok do kontrolního objemu tekutiny za jednotku času
- \dot{Q}_C [J.s⁻¹] - práce konaná na objemu tekutiny za jednotku času

6.4 METODA KONEČNÝCH OBJEMŮ

Aplikací zákonů zachování hmotnosti, hybnosti a energie (tedy výše uvedené rovnice) na kontrolní objem tekutiny získáme soustavu parciálních diferenciálních rovnic. Analytické řešení této soustavy je velmi omezené, proto se používá řešení pomocí numerických metod. Pro CFD výpočty je dnes nejpoužívanější metoda konečných objemů. Celková geometrie oblasti je nahrazena malými buňkami (konečnými objemy), které jsou při řešení diferenciálních rovnic řešeny každá samostatně. Tyto buňky mohou mít různé tvary (např. čtyřstěn (tetrahedron) nebo šestistěn (hexahedron)).



7 ANALÝZA SILOVÉHO ZATÍŽENÍ ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK TURBODMYCHADLA

Následující kapitoly podléhají utajení, proto nemohou být zveřejněny.



ZÁVĚR

Závěr nemůže být zveřejněn, protože podléhá utajení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] HOFMANN, K. *Alternativní pohony*. [online]. Studijní opory, VUT FSI Brno. 73 s. [cit. 2011-01-10]. Dostupné z: <<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Alt.pohony.pdf>>.
- [2] BARTONÍČEK, L. *Přepřínování pístových spalovacích motorů*. [online]. Studijní opory, Technická univerzita v Liberci, 2004, 76 s. [cit. 2011-01-12]. Dostupné z: <<http://www.ksd.tul.cz/studenti/texty/PZP-preplnovani-PSM.pdf>>.
- [3] HOFMANN, K. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: Přepřínování spalovacích motorů*. 2. vyd. VUT Brno : SNTL, 1985. 134 s.
- [4] BROŽ, V. *Aerodynamika nízkých rychlostí*. Praha : České vysoké učení technické, 1990. 182 s.
- [5] *Zvyšování výkonu, Turbodmychadla*. [online]. Studijní opory, VUT FSI Brno. [cit. 2011-01-26]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/prislusenstvi/prisl_prez_2007/zvys_vykonu_turbodmychadla.ppt>.
- [6] *GARRETT Turbochargers* [online]. 2010 [cit. 2010-12-28]. Dostupné z: <<http://www.turbobygarrett.com>>.
- [7] *HOLSET Turbochargers* [online]. 2011 [cit. 2011-01-12]. Dostupné z: <<http://www.holset.co.uk>>.
- [8] *BorgWarner Turbochargers* [online]. 2011 [cit. 2011-01-29]. Dostupné z: <<http://www.turbos.bwauto.com>>.
- [9] *Auto.cz* [online]. 2004 [cit. 2011-01-28]. Opel Twin Turbo: Dva stupně ke zlaté. Dostupné z: <<http://www.auto.cz/opel-twin-turbo-dva-stupne-ke-zlate-17089>>.
- [10] *Autospeed.com* [online]. 2005 [cit. 2011-01-28]. BMW's Twin Turbo Diesel. Dostupné z: <http://autospeed.com/cms/title_BMWs-Twin-Turbo-Diesel/A_2544/article.html>.
- [11] *Master Power Turbochargers* [online]. [cit. 2011-01-29]. Dostupné z: <<http://www.masterpower.com.br/novoSite/siteIngles/index.php>>.
- [12] *RC modely.com* [online]. 2010 [cit. 2011-01-30]. Obtékání profilu křídla. Dostupné z: <http://www.rcmodely.com/index.php?option=com_content&view=article&id=87:obtekanie-profilu-kridla&catid=45:zakladyaerodynamiky&Itemid=59>.
- [13] HÁJEK, J. *Modelování s využitím CFD-I*. Studijní opory 2008, VUT FSI Brno.
- [14] MOLNÁR, V. *Počítačová dynamika tekutin* [online]. 2009 [cit. 2011-04-10]. Dostupné z: <<http://www.cfd.sk/cfd-book/masterhtml.html>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

H_u	[J.kg ⁻¹]	dolní výhřevnost použitého paliva
i	[-]	počet válců
L_v	[mm]	délka tětiny profilu
m_z	[kg]	hmotnost čerstvé náplně ve válci
n	[s ⁻¹]	otáčky motoru
P_d	[mm]	prohnutí profilu
P_e	[W]	efektivní výkon
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak na píst
p_{pl}	[Pa]	tlak plnicího vzduchu
P_t	[mm]	tloušťka profilu
P_{xd}	[mm]	poloha maximálního prohnutí profilu
P_{xt}	[mm]	poloha maximální tloušťky profilu
Q_A	[J]	celkový přírůstek energie v kontrolním objemu
Q_B	[J]	tepelný tok do kontrolního objemu
Q_C	[J]	práce konaná na objemu
r_l	[mm]	křivost profilu v náběžné hraně
r_p	[J.kg ⁻¹ K ⁻¹]	měrná plynová konstanta plnicího vzduchu
r_t	[mm]	křivost profilu v odtokové hraně
t	[s]	čas
T_{pl}	[K]	teplota plnicího vzduchu
u	[m.s ⁻¹]	složka rychlosti v ose x
v	[m.s ⁻¹]	složka rychlosti v ose y
V_H	[m ³]	zdvihový objem
w	[m.s ⁻¹]	složka rychlosti v ose z
ρ	[kg.m ³]	hustota
η_i	[-]	indikovaná účinnost motoru
η_m	[-]	mechanická účinnost motoru
η_{pl}	[-]	plnicí účinnost motoru
λ_z	[-]	spalovací součinitel přebytku vzduchu
ρ_{pl}	[kg.m ⁻³]	hustota plnicího vzduchu
σ_t	[-]	teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva
τ	[-]	taktnost motoru



τ_{xx}	[Pa]	smykové napětí tekutiny v daných souřadných osách
∇	[-]	operátor nabla



SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy nemohou být zveřejněny, protože podléhají utajení.